

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-207890
(43)Date of publication of application : 03.08.2001

(51)Int.Cl. F02D 41/02
F02B 1/12
F02B 11/00
F02D 41/04
F02D 41/38

(21)Application number : 2000-018898
(22)Date of filing : 27.01.2000

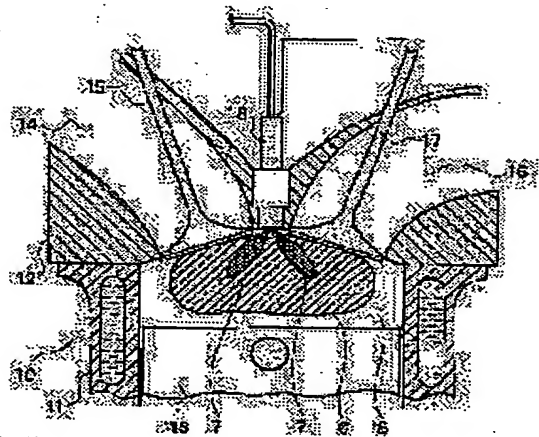
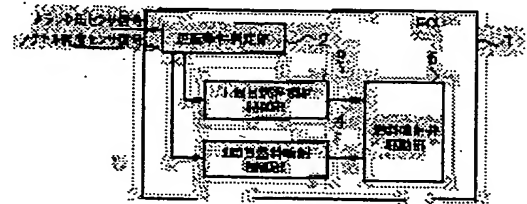
(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD
(72)Inventor : TERACHI ATSUSHI
NAITO TAKESHI
YOSHIZAWA YUKIHIRO
AOCHI EIJI

(54) COMBUSTION CONTROL DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To expand an operation range by compression self-ignition combustion, improve fuel consumption, and reduce an exhaust quantity of unburnt HC and NOx.

SOLUTION: An operation condition judging part 2 of an ECU 1 judges an operation condition on the basis of a crank angle sensor signal and an accelerator opening sensor signal to set a fuel injection frequency to one time or two times. A first time fuel injection control part 3 forms a first air-fuel mixture area 6 by controlling first time fuel injection, and a second time fuel injection control part 4 forms a second air-fuel mixture area 7 thicker than the first air-fuel mixture area 6 by controlling second time fuel injection. A fuel injection valve driving part 5 outputs a driving signal of a fuel injection valve 18 according to signals from the first time fuel injection control part 3 and the second time fuel injection control part 4.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 30.01.2003
[Date of sending the examiner's decision of rejection]
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]
[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-207890

(P 2 0 0 1 - 2 0 7 8 9 0 A)

(43) 公開日 平成13年8月3日 (2001. 8. 3)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード	(参考)
F02D 41/02	351	F02D 41/02	351	3G023
F02B 1/12		F02B 1/12		3G301
11/00		11/00		Z
F02D 41/04	380	F02D 41/04	380	C
	385		385	C

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全13頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2000-18898 (P 2000-18898)

(22) 出願日 平成12年1月27日 (2000. 1. 27)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 寺地 淳

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 内藤 健

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74) 代理人 100083806

弁理士 三好 秀和 (外8名)

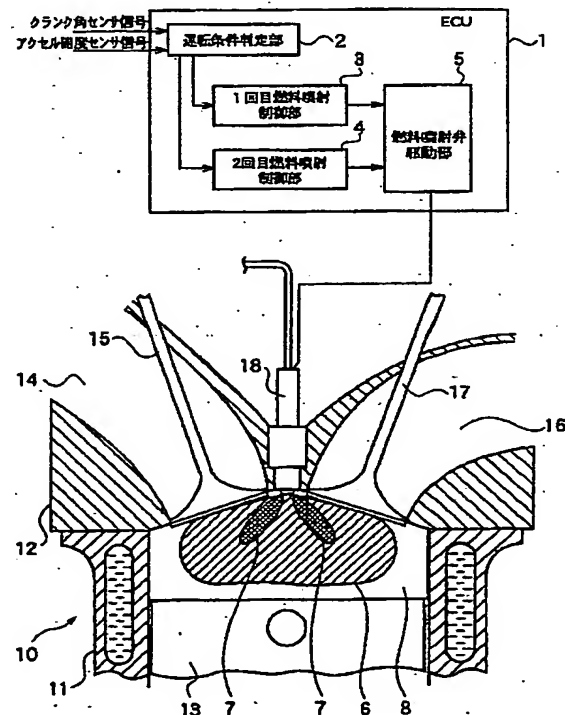
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の燃焼制御装置

(57) 【要約】

【課題】 圧縮自己着火燃焼による運転範囲を拡大して、燃費を改善するとともに、未燃HC及びNO_xの排出量を低減する。

【解決手段】 ECU 1の運転条件判定部2は、クランク角センサ信号及びアクセル開度センサ信号に基づいて運転条件を判定し燃料噴射回数を1回または2回とする。1回目燃料噴射制御部3は、1回目の燃料噴射を制御することによって第1の混合気領域6を形成し、2回目燃料噴射制御部4は、2回目の燃料噴射を制御することによって第1の混合気領域6より濃厚な第2の混合気領域7を形成する。燃料噴射弁駆動部5は、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4からの信号に従って燃料噴射弁18の駆動信号を出力する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンの上動により圧縮した高温高压の混合気を着火燃焼させる内燃機関の燃焼制御装置において、

第1の混合気領域と、第1の混合気より濃厚な空燃比である第2の混合気領域とを筒内に形成することを特徴とする内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項2】 第1の混合気領域は、第1回の燃料噴射により形成され、第2の混合気領域は、第1回の燃料噴射に加えて第2回の燃料噴射により形成されることを特徴とする請求項1記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項3】 第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノック限界付近において、第1回の燃料噴射量より少なくしたことを特徴とする請求項2記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項4】 第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノック限界付近において、総噴射量の約40%以下としたことを特徴とする請求項3記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項5】 第1の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第2の混合気領域は、第1の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされることを特徴とする請求項1ないし請求項4のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項6】 第1の混合気領域は、燃焼室容積の20ないし40%の体積としたことを特徴とする請求項5記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項7】 第2の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第1の混合気領域は、第2の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされることを特徴とする請求項1ないし請求項4のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項8】 第2の混合気領域は、燃焼室容積の10ないし30%の体積としたことを特徴とする請求項7記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項9】 高負荷ノック限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0以下としたことを特徴とする請求項1ないし請求項8のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項10】 低負荷安定度限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0ないし3.0としたことを特徴とする請求項1ないし請求項9のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項11】 第1の混合気領域の着火時期が圧縮行程終了後となるように、第2回の燃料噴射時期を制御することを特徴とする請求項2ないし請求項10のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【請求項12】 機関負荷の低下に応じて、前記空気過剰率の差を拡大、或いは第2回の燃料噴射における噴射

量を増加させることを特徴とする請求項2ないし請求項11のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、予混合圧縮自己着火燃焼を行う内燃機関に係り、特に筒内の混合気分布を最適化することによって、燃焼時期を安定させ、広い運転範囲で圧縮自己着火燃焼を行う内燃機関の燃焼制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 ガソリンエンジンの熱効率を改善するために、混合気をリーン化することでポンプ損失を低減すると共に作動ガスの比熱比を大きくして理論熱効率を向上する手法が知られている。しかしながら、従来の火花点火エンジンでは空燃比をリーン化すると燃焼期間が長期化して燃焼安定度が悪化する。このため、空燃比のリーン化には限界がある。

【0003】 このような燃焼安定度の悪化を避けながら空燃比をリーン化する技術として、特開平7-71279号公報にあるように予混合圧縮自己着火燃焼を起こさせる2行程サイクルエンジンが開示されている。予混合圧縮自己着火燃焼では燃焼室の複数の位置から燃焼反応が起こるため、空燃比がリーン化した場合においても火花点火に比べると燃焼期間が長期化せずに、よりリーンな空燃比でも安定した燃焼が可能となる。また空燃比がリーンのために燃焼温度が低下し、NOx（窒素酸化物）も大幅に低減できる。

【0004】 第2の従来技術として、特開平11-236848号公報にあるように、1サイクル中に燃料を2回に分けて筒内に供給する圧縮着火式内燃機関が開示されている。この従来例は、ディーゼル機関の燃焼を穏やかにして、ノッキング限界改善とNOx及び煤の発生量を低減するため、圧縮上死点前の所定の噴射時期において総噴射量の30%以下の第1回の燃料噴射を行い、次いでほぼ圧縮上死点付近の第2回の噴射時期で残りの燃料を噴射している。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、第1の従来例では通常の2行程サイクルエンジン構成としているためガス交換を制御する吸気バルブおよび排気バルブがなく、未燃ガスの吹き抜けが発生し燃費が悪化していた。また、膨張行程はガス交換を行う必要性から後半に排気を行う膨張排気行程となるので、燃焼ガスの膨張による仕事を十分に取り出すことができないため、高負荷運転が困難であるという問題点があった。

【0006】 また、第2の従来技術のように2回目の燃料噴射量を1回目より多くした場合、1回目の噴射によって生成された薄い混合気は、軽油のように非常に着火性の良い燃料の場合には燃焼するが、ガソリンのような着火性が悪い燃料の場合には、大量の未燃HCが排出さ

れるという問題点があった。

【0007】また、2回目の噴射量が相対的に多いため、燃焼温度が高くなり NO_x 低減が困難であるという問題点があった。

【0008】本発明はかかる問題点に鑑みため、その目的は、~~燃焼~~ノッキング及び燃焼不安定を回避しつつ、圧縮自己着火燃焼による運転範囲を拡大して、燃費を改善することのできる内燃機関の燃焼制御装置を提供することである。

【0009】また本発明の目的は、圧縮自己着火燃焼による未燃HC（炭化水素）及び NO_x を低減したクリーンな内燃機関を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するため請求項1記載の発明は、ピストンの上動により圧縮した高温高圧の混合気を着火燃焼させる内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域と、第1の混合気より濃厚な空燃比である第2の混合気領域とを筒内に形成することを要旨とする。

【0011】上記課題を解決するため請求項2記載の発明は、請求項1記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域は、第1回の燃料噴射により形成され、第2の混合気領域は、第1回の燃料噴射に加えて第2回の燃料噴射により形成されることを要旨とする。

【0012】上記課題を解決するため請求項3記載の発明は、請求項2記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノッキング限界付近において、第1回の燃料噴射量より少なくしたことを要旨とする。

【0013】上記課題を解決するため請求項4記載の発明は、請求項3記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノッキング限界付近において、総噴射量の約40%以下としたことを要旨とする。

【0014】上記課題を解決するため請求項5記載の発明は、請求項1ないし請求項4のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第2の混合気領域は、第1の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされることを要旨とする。

【0015】上記課題を解決するため請求項6記載の発明は、請求項5記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域は、燃焼室容積の20ないし40%の体積としたことを要旨とする。

【0016】上記課題を解決するため請求項7記載の発明は、請求項1ないし請求項4のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第2の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第1の混合気領域は、第2の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされることを要旨とする。

【0017】上記課題を解決するため請求項8記載の発明は、請求項7記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第2の混合気領域は、燃焼室容積の10ないし30%の体積としたことを要旨とする。

【0018】上記課題を解決するため請求項9記載の発明は、請求項1ないし請求項8のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、高負荷ノッキング限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0以下としたことを要旨とする。

【0019】上記課題を解決するため請求項10記載の発明は、請求項1ないし請求項9のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、低負荷安定度限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0ないし3.0としたことを要旨とする。

【0020】上記課題を解決するため請求項11記載の発明は、請求項2ないし請求項10のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域の着火時期が圧縮行程終了後となるように、第2回の燃料噴射時期を制御することを要旨とする。

【0021】上記課題を解決するため請求項12記載の発明は、請求項2ないし請求項11のいずれか1項記載の内燃機関の燃焼制御装置において、機関負荷の低下に応じて、前記空気過剰率の差を拡大、或いは第2回の燃料噴射における噴射量を増加させることを要旨とする。

【0022】

【発明の効果】請求項1に記載の発明によれば、ピストンの上動により圧縮した高温高圧の混合気を着火燃焼させる内燃機関の燃焼制御装置において、第1の混合気領域と、第1の混合気より濃厚な空燃比である第2の混合気領域とを筒内に形成するようにしたので、圧縮上死点付近で第2の混合気領域が確実に着火すると共に、着火した第2の混合気領域から未着火の第1の混合気領域へ徐々に燃焼が広がる為に、内燃機関の自己着火性を向上させるとともに、ノッキングを防止し音響振動特性を向上させることができるという効果がある。

【0023】請求項2に記載の発明によれば、請求項1記載の発明の効果に加えて、第1の混合気領域は、第1回の燃料噴射により形成され、第2の混合気領域は、第1回の燃料噴射に加えて第2回の燃料噴射により形成されるようにしたので、第1及び第2の混合気領域の形成に複雑な装置を用いることなく、燃料噴射時期及び噴射回数の制御のみで両混合気領域を形成することができるという効果がある。

【0024】請求項3に記載の発明によれば、請求項2記載の発明の効果に加えて、第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノッキング限界付近において、第1回の燃料噴射量より少なくしたので、燃料濃度が高く高温で燃焼する部分の空間が減少し、 NO_x 排出量を低減す

ることができるとともに、粒子状物質の排出量を低減できるという効果がある。

【0025】請求項4に記載の発明によれば、請求項3記載の発明の効果に加えて、第2回の燃料噴射における噴射量は、少なくともノック限界付近において、総噴射量の約40%以下としたことにより、NO_x及び粒子状物質の排出量を更に低減することができる。

【0026】請求項5に記載の発明によれば、請求項1ないし請求項4記載の発明の効果に加えて、第1の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第2の混合気領域は、第1の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされるようにしたので、燃焼室中心軸付近及び燃焼室壁付近から共に離れた温度勾配のある領域から着火することにより、燃焼が緩慢となり、燃焼室中央部及び燃焼室壁方向へ燃焼が徐々に広がるようになるため、急激な温度圧力上昇を抑えられ、更に負荷が高い運転領域までノッキングを回避することができるという効果がある。

【0027】請求項6に記載の発明によれば、請求項5記載の発明の効果に加えて、第1の混合気領域は、燃焼室容積の20ないし40%の体積としたことにより、高負荷時の燃焼温度を高めることなく、低負荷時においても着火性を良好とし広い運転範囲でNO_x及びHCの排出量を低減することができる。

【0028】請求項7に記載の発明によれば、請求項1ないし請求項4記載の発明の効果に加えて、第2の混合気領域は、燃焼室中心軸付近に形成され、第1の混合気領域は、第2の混合気領域の外周部に形成され、燃焼室壁付近は燃料が殆どない空気層とされるようにしたので、燃焼室中心部付近から着火して燃焼室周辺部へ等方的に燃焼が広がるので、シリンダに加えられる燃焼圧が均等になり更に振動を低減するとともに、シリンダ壁付近の低温部には燃料がないため、火炎がシリンダ壁付近に達する前に燃料が燃え尽きて、HCの排出量をほぼゼロに低減することができる。

【0029】請求項8に記載の発明によれば、請求項7記載の発明の効果に加えて、第2の混合気領域は、燃焼室容積の10ないし30%の体積としたことにより、高負荷時の燃焼温度を高めることなく、低負荷時においても着火性を良好とし広い運転範囲でNO_x及びHCの排出量を低減することができる。

【0030】請求項9に記載の発明によれば、請求項1ないし請求項8記載の発明の効果に加えて、高負荷ノック限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0以下としたことにより、さらに大幅にNO_xを低減することができる。

【0031】請求項10に記載の発明によれば、請求項1ないし請求項9記載の発明の効果に加えて、低負荷安定度限界付近において、第1の混合気領域と第2の混合気領域との空気過剰率の差は、約1.0ないし3.0と

したことにより、さらに大幅にNO_x及びHCを低減することができる。

【0032】請求項11に記載の発明によれば、請求項2ないし請求項10記載の発明の効果に加えて、第1の混合気領域の着火時期が圧縮行程終了後となるように、第2回の燃料噴射時期を制御するようにしたので、燃焼室容積が拡大する膨張行程で燃焼が行われるため、ノッキングの原因となる筒内圧力上昇率を効果的に減少することができる。

10 【0033】請求項12に記載の発明によれば、請求項2ないし請求項11記載の発明の効果に加えて、機関負荷の低下に応じて、前記空気過剰率の差を縮小、或いは第1回目の燃料噴射時期を遅角、或いは第2回の燃料噴射における噴射量を減少させるようにしたので、高負荷時のHC及びNO_xの低減と、低負荷時のHC及びNO_xの低減を両立させることができる。

【0034】

【発明の実施の形態】〔第1実施形態〕次に、図面を参照して、本発明の実施の形態を詳細に説明する。図1は、本発明に係る内燃機関の燃焼制御装置をガソリンエンジンに適用した第1実施形態の構成を示すシステム構成図である。

【0035】本発明においては、1回目の燃料噴射により第1の混合気領域6を形成するとともに、燃料噴射弁18から2回目の燃料噴射により第1の混合気領域6よりも燃料濃度が濃厚な第2の混合気領域7を形成することが特徴である。

【0036】図中のエンジン本体10は、シリンダ11と、シリンダヘッド12と、ピストン13と、吸気ポート14と、吸気ポート14を開閉する吸気弁15と、排気ポート16と、排気ポート16を開閉する排気弁17と、筒内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁18とを備えている。

【0037】尚、図中符号6は第1の混合気領域、符号7は第2の混合気領域、符号8は燃焼室壁付近の空気層をそれぞれ示す。

【0038】このエンジン本体10を制御する電子制御装置（以下、ECUと略す）1は、クランク角センサ信号及びアクセル開度センサ信号に基づいて運転条件を判定し、燃料噴射回数を1回または2回とする運転条件判定部2と、運転条件判定部2の判定に従って1回目の燃料噴射を制御することによって第1の混合気領域6を形成する1回目燃料噴射制御部3と、運転条件判定部2の判定に従って2回目の燃料噴射を制御することによって第2の混合気領域7を形成する2回目燃料噴射制御部4と、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4からの信号に従って燃料噴射弁18の駆動信号を出力する燃料噴射弁駆動部5とを備えている。

【0039】尚、ECU1の構成要素は、ハードワイヤードの論理回路で構成することもできるが、マイクロコ

ンピュータ及びその制御プログラムとして実現することもできる。

【0040】図2は、エンジン本体10の要部平面図の例である。図2において、エンジン本体10は、吸気ポート14、吸気弁15、排気ポート16、排気弁17をそれぞれ2つづつ備え、高回転高負荷時の吸排気効率を改善すると共に、動弁系の質量を低減している。吸気ポート14の一方には、スワール制御弁19が設けられ、スワール制御弁19を閉じることにより、筒内に横旋回流（スワール）を形成し、燃料と吸気の混合を促進できるようにになっている。

【0041】但し、本発明は、必ずしも吸排気弁が多弁であることを必要とせず、スワール制御弁も必須ではない。

【0042】図3は、本実施形態に用いられる燃料噴射弁18の一例であるホロコーン噴射弁20の先端部の形状を示す縦断面図である。ホロコーン噴射弁20は、バルブボディ先端部21の中央に噴射弁軸方向に一つの噴口22と、この噴口22を開閉するニードルバルブ23とが設けられている。そして図示しない駆動コイルに燃料噴射パルスの通電を行うと、ニードルバルブ23が図中上方へ引き上げられ、噴口22が開いて燃料が噴射されるようになっている。ニードルバルブ23の弁リフト量は所望の噴射期間に応じて可変となるような構成としても良い。

【0043】噴口22から噴射された燃料は、ホロコーン噴射弁20の軸と同軸の円錐面形状に広がる。ホロコーン噴射弁20は、比較的低い燃料圧力で用いることができる。

【0044】ホロコーン噴射弁20を用いた燃料噴射時期が吸気行程、又は圧縮行程中の比較的早い時期であれば、筒内圧力は余り高くないので噴射された燃料は容易に飛翔することができ、筒内の比較的広い領域に分布する。これとは逆に、燃料噴射時期が圧縮行程中の比較的遅い時期であれば、筒内圧力が高いため、噴射された燃料は飛翔が困難となり、余り広がることはない。

【0045】図4は、本実施形態に用いられる燃料噴射弁18の他の例である多噴口噴射弁30の先端部の形状を示す縦断面図(a)及び平面図(b)である。多噴口噴射弁30は、バルブボディ先端部31の中央に噴射弁軸方向に一つの中央噴口32と、この中央噴口32の周囲に噴射弁軸方向に対して傾いた方向を指向する複数の側方噴口33と、ニードルバルブ34とが設けられている。ニードルバルブ34の弁リフト量は所望の噴射期間に応じて可変となるような構成としても良い。側方噴口33は、燃料噴射弁軸、または気筒軸周りに回転対称に配置されるのが好ましく、その数は必ずしも4に限らず複数、好ましくは3以上の数であればよい。

【0046】そして、図示しない駆動コイルに燃料噴射パルスを通電すると、ニードルバルブ34が図中上方へ

引き上げられ、中央噴口32及び複数の側方噴口33が開き、燃料が噴射されるようになっている。中央噴口32、側方噴口33から噴射された燃料は、多噴口噴射弁30の軸と同軸の円錐形状に広がる。

【0047】多噴口噴射弁30を用いた燃料噴射時期が吸気行程、又は圧縮行程中の比較的早い時期であれば、筒内圧力は余り高くないので噴射された燃料は容易に飛翔することができ、筒内の比較的広い領域に分布する。これとは逆に、燃料噴射時期が圧縮行程中の比較的遅い時期であれば、筒内圧力が高いため、噴射された燃料は飛翔が困難となり、余り広がることはない。

【0048】図5は、第1実施形態の燃料噴射により形成される高負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。同図において、横軸はシリンダ中心軸（燃焼室中心軸）からの距離を示し、縦軸は当量比を示す。シリンダ軸回り方向の燃料分布は、一様な分布、即ち図5を縦軸中心に回転させた分布となっている。

【0049】同図に示すように、高負荷時には、シリンダ中心軸付近に当量比が比較的低い第1の混合気領域6が形成され、その外周部に第1の混合気領域6よりも濃厚で当量比が比較的高い第2の混合気領域7がドーナツ状に形成され、さらにシリンダ壁付近は燃料が殆どない空気層8となっている。

【0050】第1の混合気領域6は、1回目燃料噴射制御部3の制御により吸気行程または圧縮行程に噴射されて形成され、第2の混合気領域7は、2回目燃料噴射制御部4の制御により圧縮行程中の1回目燃料噴射後から圧縮上死点までの間に燃料噴射されて形成される。尚、空気層8の形成を確実にするためには、1回目燃料噴射は吸気行程の後半以後に行うことが望ましい。

【0051】図6は、本第1実施形態の燃料噴射により形成される低負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。同図において、横軸はシリンダ中心軸（燃焼室中心軸）からの距離を示し、縦軸は当量比を示す。シリンダ軸回り方向の燃料分布は、一様な分布、即ち図6を縦軸中心に回転させた分布となっている。

【0052】同図に示すように、低負荷時には、例えばシリンダ中心軸付近からボア半径の約1/3程度まで第1の混合気領域6が形成され、その外周部に比較的当量比が高い第2の混合気領域7がボア半径の約2/3程度までドーナツ状に形成され、その外側はシリンダ壁まで空気層8が設けられている。

【0053】そして低負荷時には、第1の混合気領域6の当量比と、第2の混合気領域7の当量比の差は、高負荷時より大きくなるように設定されている。これにより、低負荷時の燃焼性を確保するとともに、低温のシリンダ壁に火災が達する前に燃料が燃え尽き、未燃HCの排出をほぼゼロとすることができる。

【0054】図7は、第1の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のNOx排出量変化を示すグラフであ



り、高負荷時から低負荷時までほぼ同様の傾向を示す。

【0055】燃焼室中心軸付近の第1の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、体積比率35%程度までは、NO_x排出量はほぼゼロであるが、体積比率の増加に従ってNO_x排出量は増加し、ほぼ70%前後で最大となり、以後低下する。

【0056】これは、圧縮上死点付近で着火しない第1の混合気領域の体積比率が増加するに従って圧縮上死点付近で着火する第2の混合気領域の体積比率が減少し、結果として第2の混合気領域の燃料濃度が高まり、燃焼温度が上昇してNO_x排出量が増加するためである。

【0057】第1の混合気領域の体積比率が約70%を超えたところから100%へ向かってNO_x排出量が低減するのは、第1の混合気領域の体積比率の増加に従って第2の混合気領域の体積比率が減少するとともに、燃焼時までに第2の混合気領域がその外側の空気層に拡散することにより、高温度で燃焼する領域が減少するためである。

【0058】図8は、第1の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のHC排出量変化を示すグラフであり、高負荷時から低負荷時までほぼ同様の傾向を示す。

【0059】燃焼室中心軸付近の第1の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、最初は圧縮上死点付近で着火しない第1の混合気領域が殆どなく、圧縮上死点付近で着火する第2の混合気領域の体積比率が殆どを占めるため、第2の混合気領域全体の当量比が低下し、その着火性が悪くHC排出量が多いが、第1の混合気領域の体積比率の増加に伴って第2の混合気領域の着火性が良くなるため急激にほぼゼロまでHC排出量が低下する。

【0060】そして、第1の混合気領域の体積比率が約20%から約45%程度までHC排出量はほぼゼロとなる。第1の混合気領域の体積比率が約45%を超えたところから、体積比率の増加に従って、HC排出量が増加する。しかもその増加の割合は、体積比率が100%に近づくにつれてより急激となる。

【0061】これは、燃焼室中心部から周囲に広がる第1の混合気領域の体積比率が増加するに従って、その外周部に存在する着火性の良い第2の混合気領域、即ち、当量比の高い、燃料濃度の高い混合気領域が燃焼室壁付近まで広がることになる。このため、ピストンクレビス部や燃焼室壁面の直近まで燃料が拡散し、これら低温部に接する燃料層がクエンチ層（消炎層）となることによる。

【0062】以上の図7及び図8から、本第1実施形態においては、第1の混合気領域は、燃焼室体積の約20%～約40%程度の体積であることが好ましいといえる。

【0063】図9は、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4による燃料噴射量の負荷に対する制

御を説明するグラフである。

【0064】1回目噴射量は、高負荷時の噴射量から負荷の減少に従って噴射量は直線的に減少する。2回目噴射量は、高負荷時の噴射量から負荷の減少に従って直線的に増加し、その増加の割合は、1回目噴射量の減少の割合より小さい。

【0065】高負荷時の1回目噴射量は、1回目と2回目とを合わせた全噴射量の半分を超える噴射量、好ましくは60ないし80%とし、2回目噴射量はその残量である20ないし40%とする。

【0066】高負荷から低負荷へ負荷が減少するに従って2回目噴射量を減少させているので、1回目の燃料噴射により形成される第1の混合気領域の空気過剰率と、2回目の燃料噴射により形成される第2の混合気領域の空気過剰率との差は、高負荷時に0ないし1.0であり、負荷が減少するに従って低下する。

【0067】図10は、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4による燃料噴射時期の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【0068】2回目の噴射時期は、圧縮行程後半の上死点前の一定の時期とし、好ましくは第2の混合気領域が圧縮自己着火する時期が圧縮行程終了後となるように時期が設定される。1回目の噴射時期は、図示しない吸気行程、または図10に示すように圧縮行程の前半の時期としている。

【0069】〔第2実施形態〕次に、図11ないし図19を参照して、本発明に係る内燃機関の燃焼制御装置の第2の実施形態を説明する。

【0070】図11は、本発明に係る内燃機関の燃焼制御装置をガソリンエンジンに適用した第2実施形態の構成を示すシステム構成図である。本実施形態の構成は、図1に示した第1実施形態の構成とはほぼ同様であるので、同様な構成要素には同じ符号を付与して、重複する説明を省略する。

【0071】第2実施形態においては、筒内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁18から1回目の燃料噴射により形成される第1の混合気領域6の形状と、2回目の燃料噴射により形成される第2の混合気領域7の形状とが第1実施形態と異なっていることが特徴である。

【0072】図12は、本第2実施形態の燃料噴射により形成される高負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。同図において、横軸はシリンダ中心軸（燃焼室中心軸）からの距離を示し、縦軸は当量比を示す。シリンダ軸回り方向の燃料分布は、一様な分布、即ち図12を縦軸中心に回転させた分布となっている。

【0073】同図に示すように、高負荷時には、シリンダ中心軸付近に当量比が高く圧縮上死点付近で着火する第2の混合気領域7が形成され、その外周部に当量比が低く圧縮上死点付近で着火しない第1の混合気領域6が形成され、さらにシリンダ壁付近は燃料が殆どない空気

層8となっている。

【0074】第1の混合気領域6は、1回目燃料噴射制御部3の制御により吸気行程または圧縮行程に噴射されて形成され、第2の混合気領域7は、2回目燃料噴射制御部4の制御により圧縮行程中の1回目燃料噴射後から圧縮上死点までの間に燃料噴射されて形成される。尚、空気層8の形成を確実にするためには、1回目燃料噴射は吸気行程の後半以後に行うことが望ましい。

【0075】図13は、本第2実施形態の燃料噴射により形成される低負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。同図において、横軸はシリンダ中心軸（燃焼室中心軸）からの距離を示し、縦軸は当量比を示す。シリンダ軸回り方向の燃料分布は、一様な分布、即ち図13を縦軸中心に回転させた分布となっている。

【0076】同図に示すように、低負荷時には、例えばシリンダ中心軸付近からボア半径の1/2程度まで1つの混合気領域9が形成され、その外側はシリンダ壁まで空気層8が設けられている。

【0077】低負荷時の混合気領域9の当量比は、高負荷時の第1の混合気領域6より高く、同第2の混合気領域7よりやや低くなるように、1回目燃料噴射制御部3の制御により形成される。これにより、低負荷時の着火性を確保するとともに、低温のシリンダ壁に火炎が達する前に燃料が燃え尽き、未燃HCの排出をほぼゼロとすることができる。

【0078】図14は、高負荷時に第2の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のNO_x排出量変化を示すグラフである。高負荷時に燃焼室中心軸付近の第2の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、体積比率の増加に従ってNO_x排出量は増加する。これは、当量比の高い、言い換えれば燃料濃度の高い領域の体積比率が増加するため、燃焼温度が高くなる領域の体積比率が増加するためである。

【0079】図15は、高負荷時に第2の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のHC排出量変化を示すグラフである。

【0080】高負荷時に燃焼室中心軸付近の第2の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、最初は着火性の良い第2の混合気領域が殆どないため、着火性が悪くHC排出量が多いが、体積比率の増加に伴って着火性が良くなるため急激にほぼゼロまでHC排出量が低下する。そして、体積比率が約20%程度を超えたところから、体積比率の増加に従って、HC排出量が増加する。しかもその増加の割合は、体積比率が100%に近づくにつれてより急激となる。

【0081】これは、着火性の良い第2の混合気領域の体積比率が増加するということは、当量比の高い、燃料濃度の高い混合気領域が燃焼室壁付近まで広がることになる。このため、ピストンクレビス部や燃焼室壁面の直近まで燃料が拡散し、これら低温部に接する燃料層がク

エンチ層（消炎層）となることによる。

【0082】以上の図14及び図15から、高負荷時の第2の混合気領域は、燃焼室体積の10～30%程度の体積であることが好ましいといえる。

【0083】図16は、低負荷時に第2の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のNO_x排出量変化を示すグラフである。低負荷時に燃焼室中心軸付近の第2の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、体積比率の増加に従ってNO_x排出量は低減し、約50%程度でNO_xは殆どなくなる。

【0084】図17は、低負荷時に第2の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合のHC排出量変化を示すグラフである。低負荷時に燃焼室中心軸付近の第2の混合気領域の体積比率を0%から100%まで徐々に増やすと、0%から50%程度までは、HC排出量は殆どないが、50%程度を超えたところから体積比率の増加に伴って最初は徐々に、後に急激にHC排出量が増加する。これは、着火性の良い第2の混合気領域の体積比率に従って、ピストンクレビス部や燃焼室壁面の直近まで燃料が拡散し、これら低温部に接する燃料層がクエンチ層となることによる。

【0085】以上の図16及び図17から、低負荷時には、第2の混合気領域は、燃焼室容積の2回目の燃料噴射量を少なくするか、1回目の燃料噴射のみとすることにより、NO_x及びHCの排出量を低減することができる。

【0086】図18は、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4による燃料噴射量の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【0087】1回目噴射量は、高負荷時の噴射量から負荷の減少に従って噴射量は直線的に減少する。2回目噴射量は、高負荷時の噴射量から負荷の減少に従って直線的に減少し、低負荷近辺ではゼロとする。高負荷時の1回目噴射量は、1回目と2回目を合わせた全噴射量の半分を超える噴射量、好ましくは60ないし80%とし、2回目噴射量はその残量である20ないし40%とする。

【0088】高負荷から低負荷へ負荷が減少するに従って2回目噴射量を減少させているので、1回目の燃料噴射により形成される第1の混合気領域の空気過剰率と、2回目の燃料噴射により形成される第2の混合気領域の空気過剰率との差は、高負荷時に0.5ないし1.0であり、負荷が減少するに従って低下する。

【0089】図19は、1回目燃料噴射制御部3及び2回目燃料噴射制御部4による燃料噴射時期の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【0090】2回目の噴射時期は、圧縮行程後半の上死点前の一定の時期とし、好ましくは第2の混合気領域が圧縮自己着火する時期が圧縮行程終了後となるように時期が設定される。1回目の噴射時期は、高負荷時にはB

DC 近くの進角した時期であるが、負荷の減少に従って 2 回目噴射時期の直前、好ましくは圧縮行程終了前 60 度まで遅角させている。

【0091】図 20 は、第 1 または第 2 実施形態における第 1 の混合気領域と第 2 の混合気領域との空燃比の空気過剰率の差の大きさによる排気性能の特性を表すものである。同図に示すように、空気過剰率差が小さくなり過ぎると燃焼速度が上がるため急速燃焼となり、燃焼温が増加することにより NOx が増加する。

【0092】一方、空気過剰率差が大きくなり過ぎると、シリンダ壁近傍とシリンダ中心の中心部の空燃比リーニン部が未燃となり HC が増加する特性となる。よって空気過剰率の差は 1.0 ~ 3.0 の範囲が排気性能上、相応しい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明に係る内燃機関の燃焼制御装置をガソリンエンジンに適用した第 1 の実施形態の構成を示すシステム構成図である。

【図 2】実施形態のエンジン本体の要部平面図の例である。

【図 3】実施形態に用いられるホロコーン噴射弁の先端部の形状を示す縦断面図である。

【図 4】実施形態に用いられる多噴口噴射弁の先端部の形状を示す縦断面図 (a) 及び平面図 (b) である。

【図 5】第 1 実施形態の燃料噴射により形成される高負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。

【図 6】第 1 実施形態の燃料噴射により形成される低負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。

【図 7】第 1 実施形態において、第 1 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の NOx 排出量を示すグラフである。

【図 8】第 1 実施形態において、第 1 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の HC 排出量を示すグラフである。

【図 9】第 1 実施形態において、1 回目及び 2 回目燃料噴射量の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【図 10】第 1 実施形態において、1 回目及び 2 回目燃料噴射時期の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【図 11】本発明に係る内燃機関の燃焼制御装置をガソリンエンジンに適用した第 2 の実施形態の構成を示すシステム構成図である。

【図 12】第 2 実施形態の燃料噴射により形成される高

負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。

【図 13】第 2 実施形態の燃料噴射により形成される低負荷時の筒内燃料分布の例を示すグラフである。

【図 14】第 1 実施形態において、高負荷時に第 2 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の NOx 排出量を示すグラフである。

【図 15】第 2 実施形態において、高負荷時に第 2 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の HC 排出量を示すグラフである。

【図 16】第 2 実施形態において、低負荷時に第 2 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の NOx 排出量を示すグラフである。

【図 17】第 2 実施形態において、低負荷時に第 2 の混合気領域の筒内体積比率を変化させた場合の HC 排出量を示すグラフである。

【図 18】第 2 実施形態において、1 回目及び 2 回目燃料噴射量の負荷に対する制御を説明するグラフである。

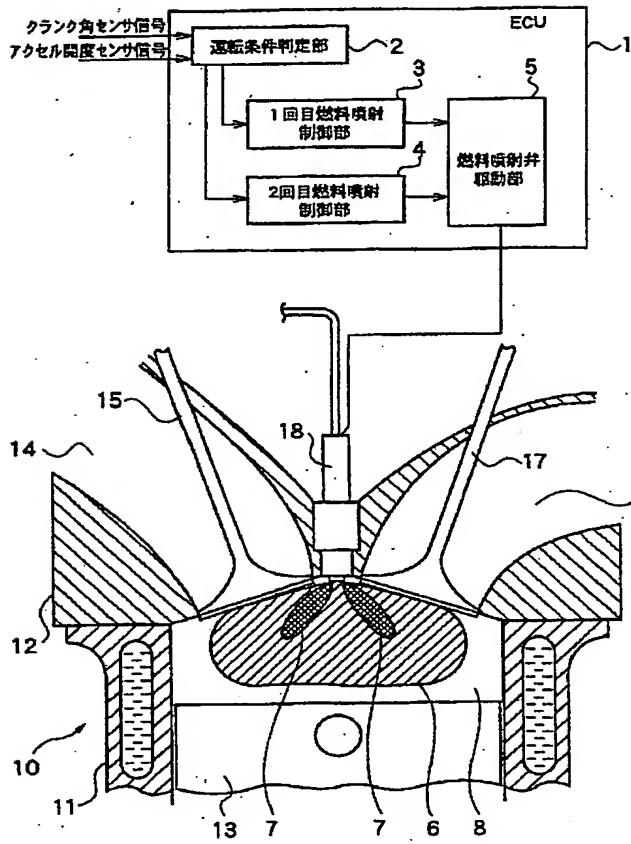
【図 19】第 2 実施形態において、1 回目及び 2 回目燃料噴射時期の負荷に対する制御を説明するグラフである。

【図 20】第 1 または第 2 実施形態において、第 1 の混合気領域と第 2 の混合気領域の空燃比の空気過剰率の差による排気性能の特性を説明するグラフである。

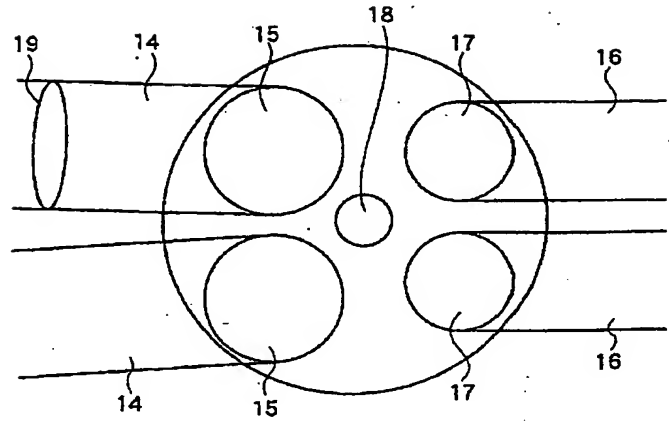
【符号の説明】

- 1 電子制御装置 (ECU)
- 2 運転条件判定部
- 3 1 回目燃料噴射制御部
- 4 2 回目燃料噴射制御部
- 5 燃料噴射弁駆動部
- 6 第 1 の混合気領域
- 7 第 2 の混合気領域
- 8 空気層
- 10 エンジン本体
- 11 シリンダブロック
- 12 シリンダヘッド
- 13 ピストン
- 14 吸気ポート
- 15 吸気弁
- 16 排気ポート
- 17 排気弁
- 18 燃料噴射弁
- 19 スワール制御弁

【図1】

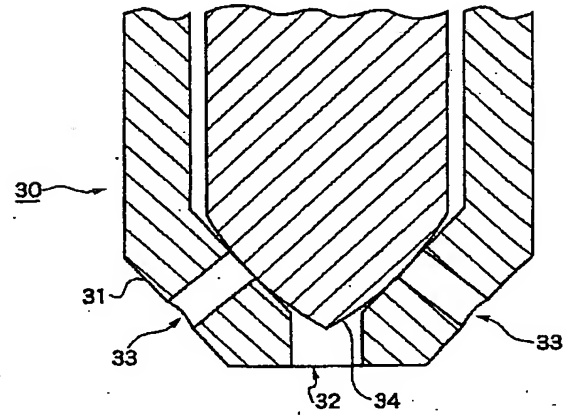


【図2】

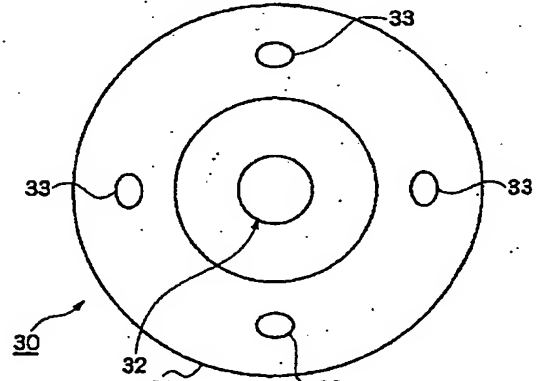


【図4】

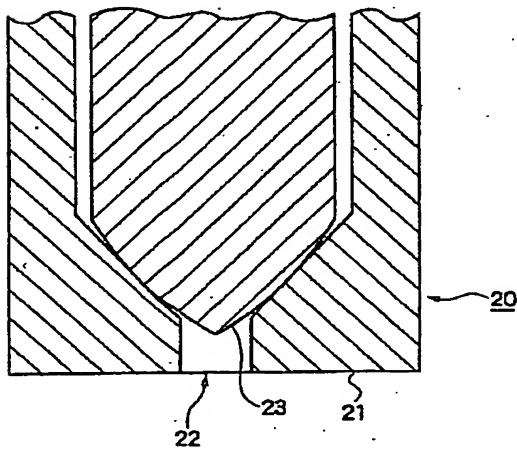
(a) 先端部縦断面図



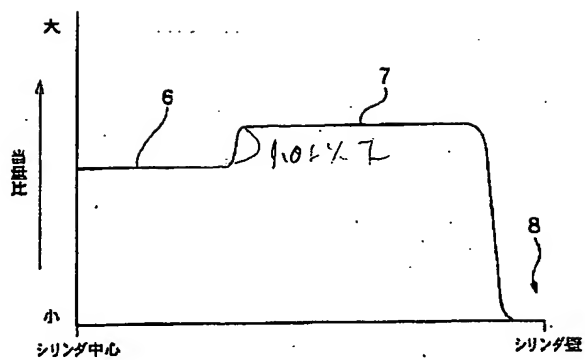
(b) 先端部平面図



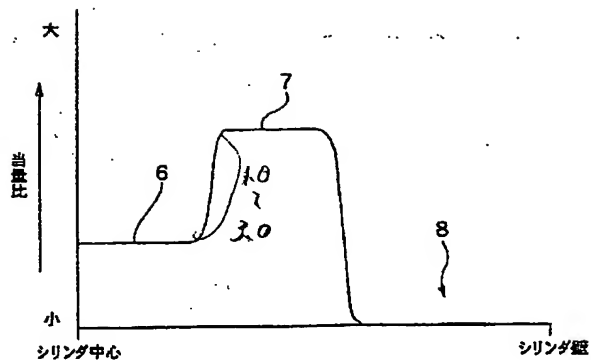
【図3】



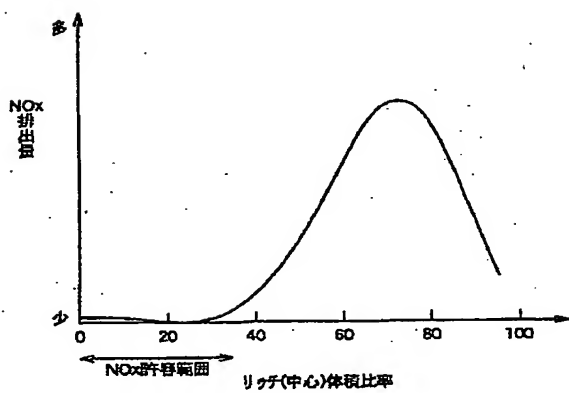
【図 5】



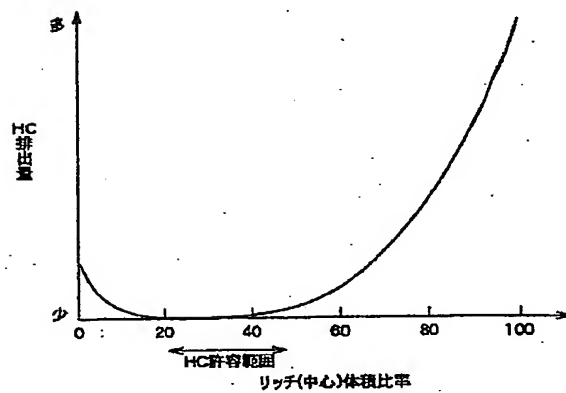
【図 6】



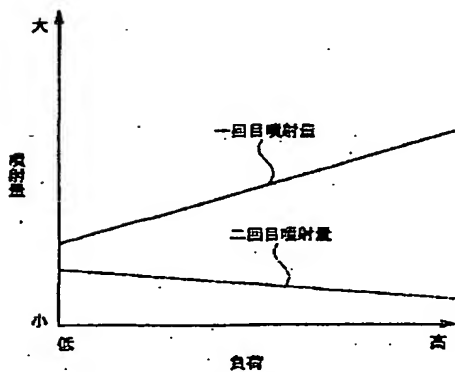
【図 7】



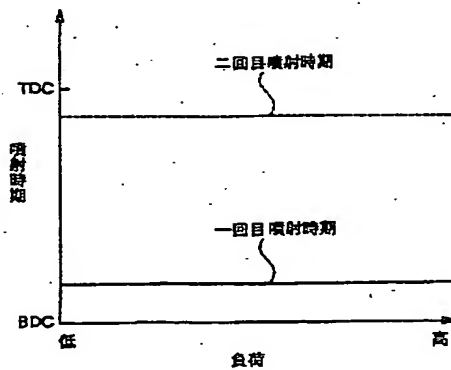
【図 8】



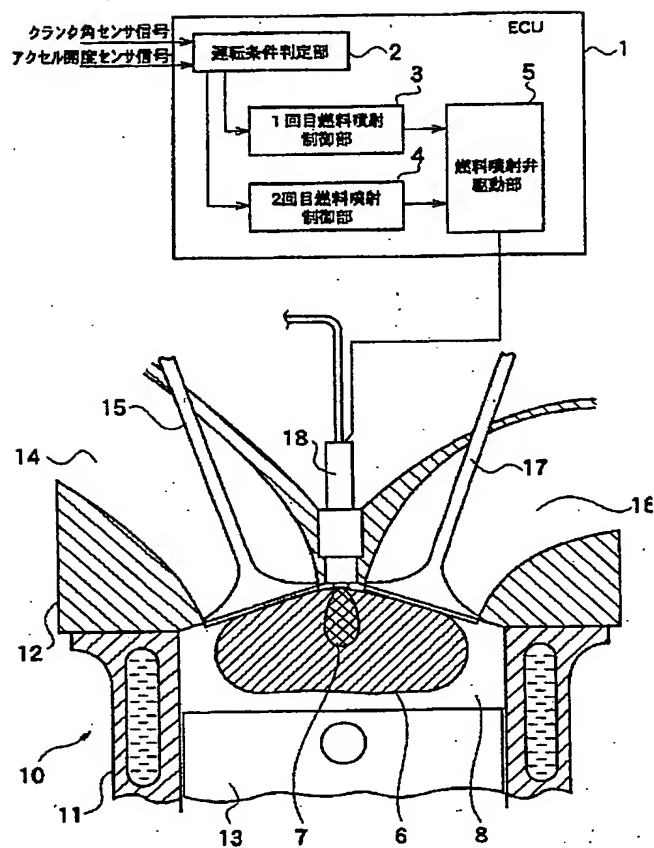
【図 9】



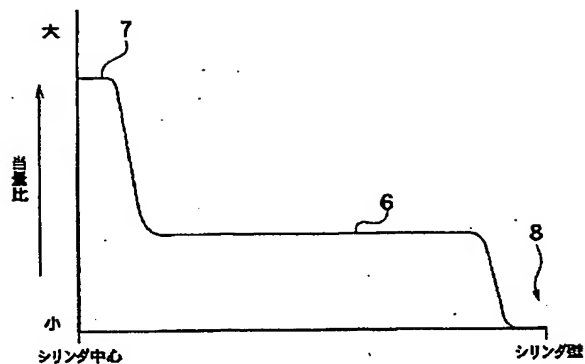
【図 10】



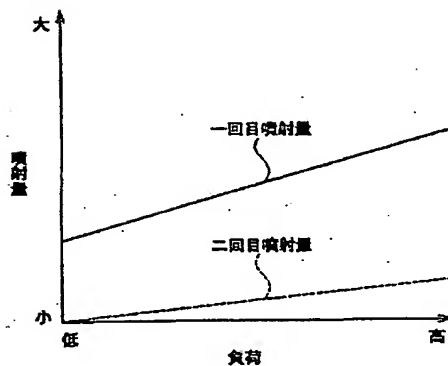
【図 11】



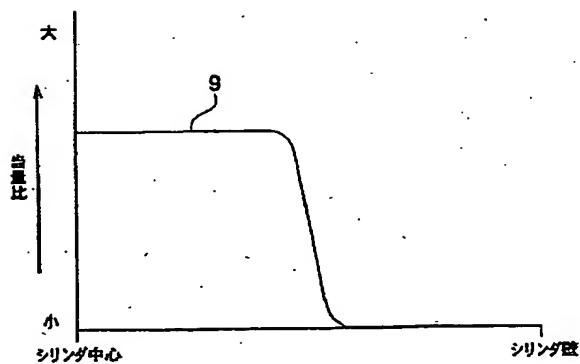
【図 12】



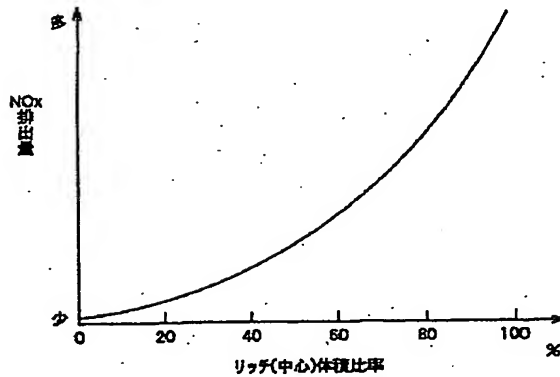
【図 18】



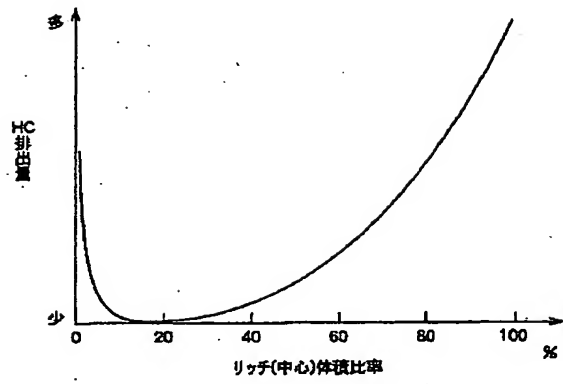
【図 13】



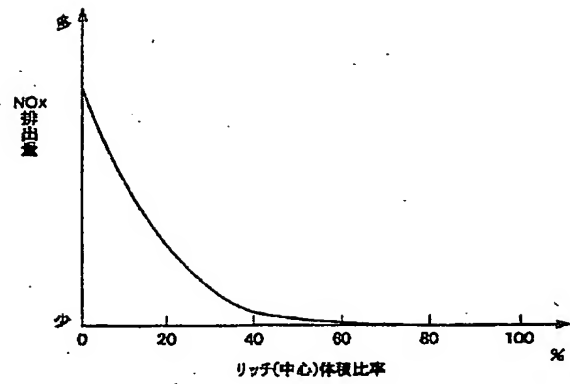
【図 14】



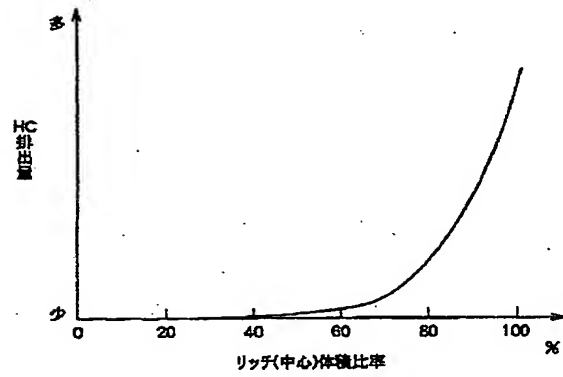
【図15】



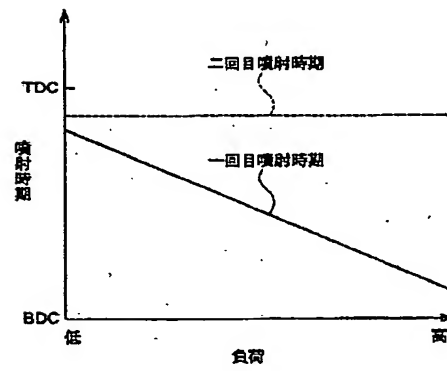
【図16】



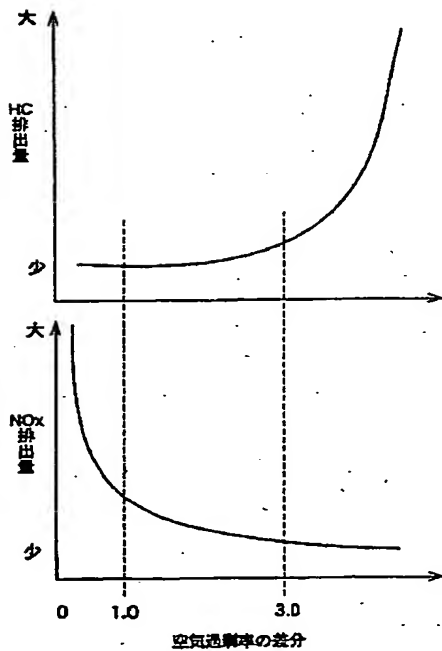
【図17】



【図19】



【図20】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.	識別記号	F I	テーマコード (参考)
41/38		41/38	B

(72) 発明者 ▲吉▼沢 幸大
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者 青地 英治
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内

F ターム (参考) 3G023 AA02 AA04 AA05 AA06 AB05
AC04 AC05 AD03 AD06 AG01
AG02
3G301 HA00 HA04 HA16 HA17 JA02
JA21 JA22 JA25 JA26 KA08
KA09 LA05 LB04 LC01 MA11
MA18 MA26 MA27 PE03Z
PF03Z